

(19)



JAPANESE PATENT OFFICE

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11) Publication number: **05196127 A**

(43) Date of publication of application: **06.08.93**

(51) Int. Cl.

**F16H 61/00**

**B60K 17/06**

**F16H 9/00**

(21) Application number: **03320450**

(22) Date of filing: **04.12.91**

(71) Applicant: **MAZDA MOTOR CORP**

(72) Inventor: **DOI JUNICHI  
SAWAZAKI TOMOO**

**(54) OIL PRESSURE CONTROL CIRCUIT FOR  
HYDRAULIC TRANSMISSION**

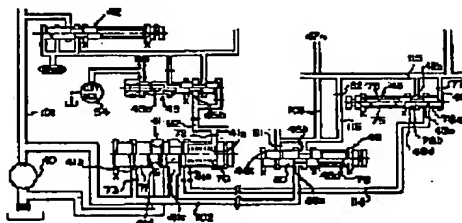
regulating valve 41 by the effect of flow force can be prevented.

(57) Abstract:

COPYRIGHT: (C)1993,JPO&Japio

**PURPOSE:** To limit the discharge of excess oil at the time of a relief and prevent the unstable pressure regulating action by the effect of flow force by providing a relief valve on an operating oil pressure circuit between the discharge port of a pressure regulating valve and a fluid joint.

**CONSTITUTION:** The excess oil generated by the pressure regulating action of the line pressure by a pressure regulating valve 41 is discharged onto a line 114 from a discharge port and fed to a converter relief valve 48, and the guided operating oil is fed to a torque converter together with the operating oil fed to a line 115 via a line 116 and an orifice 82 from a clutch valve 46. When the oil pressure in the torque converter tends to rise higher than the preset value, the converter relief valve 48 relieves the operating oil to prevent the rise of the oil pressure, an input port 48a is closed at the time of a relief of the valve 48, and the discharge of the excess oil from the line pressure regulating valve 41 is limited. The unstable pressure regulating action of the line pressure



(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公 開 特 許 公 報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平5-196127

(43)公開日 平成5年(1993)8月6日

(51)Int.Cl.<sup>5</sup>

F 1 6 H 61/00

B 6 0 K 17/06

F 1 6 H 9/00

識別記号

庁内整理番号

F I

技術表示箇所

8207-3 J

Z 8521-3 D

審査請求 未請求 請求項の数3(全 9 頁)

(21)出願番号 特願平3-320450

(22)出願日 平成3年(1991)12月4日

(71)出願人 000003137

マツダ株式会社

広島県安芸郡府中町新地3番1号

(72)発明者 土井 淳一

広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内

(72)発明者 沢崎 朝生

広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内

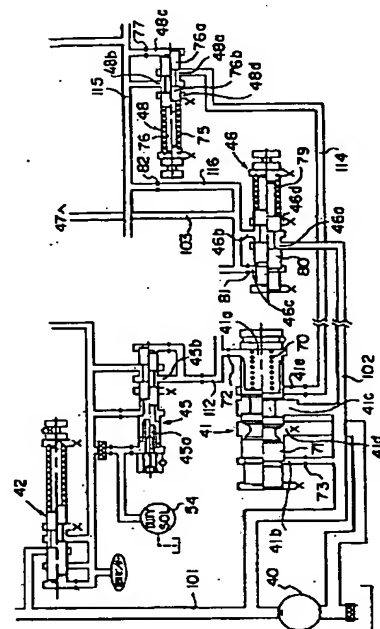
(74)代理人 弁理士 柳田 征史 (外1名)

(54)【発明の名称】 油圧作動式変速機の油圧制御回路

(57)【要約】

【目的】 流体継手を備えた油圧作動式変速機の油圧制御回路に調圧バルブが設けられ、この調圧バルブの排圧ポートから排出される余剰油が流体継手の作動油圧回路に供給され、かつ上記作動油圧回路にリリーフバルブが設けられた構成において、上記リリーフバルブのリリーフ時における調圧バルブからの余剰油の排出を制限して、調圧バルブの調圧動作の安定化を図る。

【構成】 リリーフバルブ48として、調圧バルブ41の排圧ポート41e から油圧が供給される入力ポート48a と、ライン115 を介して流体継手に連通する出力ポート48b と、出力ポート48b の油圧がスプール76の一端に供給されるフィードバックポート48c とを備え、下流の油圧を制御するローフロータイプを用いる。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 流体継手を備えた油圧作動式変速機の油圧制御回路において、調圧バルブの排圧ポートと前記流体継手との間の作動油圧回路にリリーフバルブが設けられ、該リリーフバルブは、前記調圧バルブの排圧ポートから油圧が供給される入力ポートと、前記流体継手に連通する出力ポートと、該出力ポートの油圧がスプールの一端に供給されるフィードバックポートとを備え、下流の油圧を制御するローフロータイプとされてなることを特徴とする油圧作動式変速機の油圧制御回路。

【請求項2】 前記油圧作動式変速機が、油圧により有効径を変更制御される2つのブーリと、これら2つのブーリ間に懸装されたベルトとを備えたベルト式無段変速機よりなることを特徴とする請求項1記載の油圧制御回路。

【請求項3】 前記調圧バルブにより調圧された油圧が、前記2つのブーリのうちの一方の単室型の作動油圧室に供給されてベルト押付圧を発生するように構成されてなることを特徴とする請求項2記載の油圧制御回路。

## 【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】本発明は油圧作動式変速機の油圧制御回路に関する。

【0002】

【従来の技術】従来より、例えば特開昭58-94663号公報に開示されているように、油圧で作動されるベルト式無段変速機が知られている。このベルト式無段変速機は、油圧により有効径を変更制御されるプライマリブーリとセカンダリブーリとを備え、両ブーリ間にVベルトが懸装された構成を有しており、トルクコンバータ等の流体継手と、クラッチ、ブレーキ等の摩擦締結要素を備えた前後進切替機構とを組合せて車両用無段変速機として用いられている。

【0003】このような無段変速機においては、上記プライマリブーリが変速比制御用ブーリとされ、上記セカンダリブーリがベルト張力調整用ブーリとされている。そしてこの無段変速機の油圧制御回路には、トルクコンバータと多段変速歯車機構とを組合せた通常の車両用自動変速機と同様に、油圧ポンプの吐出比を調圧してライン圧を生成する調圧バルブ（プレッシャレギュレータバルブ）が設けられている。上記セカンダリブーリは比較的高いベルト押付圧を必要とするために、セカンダリブーリを作動する油圧室にライン圧が直接供給されるようになっている。

【0004】また、ライン圧がオリフィスを介してトルクコンバータの作動油圧回路に供給されるとともに、上記調圧バルブの調圧動作によって生じる余剰油が、トルクコンバータの作動油圧回路に排出されてトルクコンバータに供給される。そして上記作動油圧回路には、トルクコンバータ内の作動油圧が所定値よりも上昇するのを

防止するために、リリーフバルブが配設され、トルクコンバータ内の油圧が所定値よりも高くなろうとすると、上記作動油圧回路の作動油が上記リリーフバルブを介してリリーフされるようになっている。

【0005】上記リリーフバルブとしては、図8に示されているような、ドレン時以外は作動油がバルブポート内を流れない構成を有する、いわゆるハイフロータイプのものが、作動油に対する抵抗が少ないという理由で一般に用いられている。

10 【0006】すなわち、図8において、このハイフロータイプのリリーフバルブ200は、スプリング201によって図の右方へ付勢され、かつランド202a、202bを備えたスプール202を有する。また、調圧バルブの排出ポートから流体継手へ通じる油路204の油圧がオリフィス203を介して供給されるフィードバックポート200aを有し、スプリング201の付勢力と、フィードバックポート200aの油圧との差によってスプール201が移動して、油路204に接続された入力ポート200bとドレンポート200cとの間の流通手抵抗を変化させ、これによって油路204の調

20 圧を行なうようになっている。

【0007】

【発明が解決しようとする課題】ところで、ベルト式無段変速機においては、前述したように、そのセカンダリブーリが高いベルト押付圧を（最大35 kg/cm<sup>2</sup>）必要とすることから、上記調圧バルブによって調圧されるライン圧が、通常の自動変速機のライン圧（前進時で最大10 kg/cm<sup>2</sup>）よりも高く設定され、このライン圧がそのままセカンダリブーリの油圧室に供給されるようになっている。

30 【0008】このように、比較的高いライン圧を必要とする油圧作動式変速機の場合には、ライン圧とコンバータ作動圧との差が大きくなるから、トルクコンバータに作動油を供給する油路の圧力も高くなり、その結果、上記リリーフバルブ200を通じた作動油のリリーフ量が増大する。

【0009】しかして、トルクコンバータに作動油を供給する油路に図8に示すようなハイフロータイプのリリーフバルブ200が用いられている場合、バルブ200がリリーフ状態にあるときには、上記調圧バルブの排出ポートが油路204および入力ポート200bを通じてドレンポート200cに直結されるから、調圧バルブの排出ポートからの余剰油の排出量の増大することになる。

【0010】ところが、調圧バルブの排出ポートから多量の余剰油が排出されると、そのフローフォースの影響により、調圧バルブ自体の調圧機能が乱されて、その調圧レベルが変化してしまうという問題があった。

【0011】このような課題に鑑み、本発明は、リリーフバルブのリリーフ時における調圧バルブからの余剰油の排出を制限することにより、該調圧バルブの調圧動作の安定化を図ることを目的とする。

## 【0012】

【課題を解決するための手段】本発明による油圧作動式変速機の油圧制御回路は、調圧バルブの排圧ポートと流体継手との間の作動油圧回路にリリーフバルブが設けられ、該リリーフバルブは、調圧バルブの排圧ポートから油圧が供給される入力ポートと、流体継手に連通する出力ポートと、該出力ポートの油圧がスプールの一端に供給されるフィードバックポートとを備え、下流の油圧を制御するローフロータイプとされてなることを特徴とする。

## 【0013】

【作用および効果】本発明による油圧作動式変速機の油圧制御回路では、調圧バルブの排出ポートと流体継手との間にローフロータイプのリリーフバルブが設けられ、このリリーフバルブの入力ポートに調圧バルブの排出ポートから油圧が供給され、出力ポートが流体継手に連通し、かつ出力ポートの油圧がスプールの一端にフィードバックされるように構成されているから、リリーフ時には出力ポートがドレンポートに連通し、入力ポートは閉鎖される。したがって、リリーフバルブのリリーフ時における調圧バルブからの余剰油の排出が制限され、フローフォースの影響により調圧バルブの調圧動作が不安定になるのを防止できる。

## 【0014】

【実施例】以下、本発明による油圧作動式変速機の油圧制御回路をベルト式無段変速機の油圧制御回路に適用した場合の実施例について、図面に基づいて説明する。

【0015】図2は、無段変速機Zの全体構成を示すスケルトン図である。この無段変速機Zは、前輪駆動用の無段変速機であって、エンジンAの出力軸1に連結されたトルクコンバータBと、前後進切替機構Cとベルト伝導機構Dと、減速機構Eと、差動機構Fとを備えている。

【0016】トルクコンバータBは、図3に具体的に示されているように、エンジン出力軸1に結合されたポンプカバー7の一側部に固定されてこのエンジン出力軸1と一体的に回転するポンプインペラ3と、このポンプインペラ3と対向するようにして、ポンプカバー7内の空間に回転自在に設けられたタービンランナ4と、ポンプインペラ3とタービンランナ4との間に介設されてトルク増大作用を行なうステータ5とを有している。また、タービンランナ4は、タービン軸2を介して後述する前後進切替機構Cの入力メンバであるキャリア15に連結され、ステータ5は、ワンウェイクラッチ8およびステータ軸9を介してミッションケース19に連結されている。

【0017】さらに、タービンランナ4とポンプカバー7との間には、ロックアップクラッチが配置されている。このロックアップクラッチは、タービン軸2に対し軸方向へ移動可能にスプライン結合されたピストン6を備えており、このピストン6がコンバータカバー7内の

空間を、タービン5側のコンバータリヤ室7aとコンバータカバー7側のコンバータフロント室10とに区分している。そしてコンバータフロント室10内への油圧の導入あるいは排出により、コンバータフロント室10内の油圧とコンバータリヤ室7a内の油圧との差圧に応じてポンプカバー7と接触してこれと一体化されるロックアップ状態と、ポンプカバー7から離間するコンバータ状態とを選択的に実現するようになっている。そして、ロックアップ状態では、エンジン出力軸1とタービン軸2とが、流体を介することなく直結され、コンバータ状態では、エンジントルクがエンジン出力軸1から流体を介してタービン軸2側に伝達される。

【0018】前後進切替機構Cは、トルクコンバータBのタービン軸2の回転をそのままベルト伝導機構D側に伝達する前進状態と、ベルト伝導機構Dに逆転状態で伝達する後進状態とを選択的に設定するものであり、本実施例においては、この前後進切替機構Cが、ダブルピニオン式のプラネタリギヤユニットで構成されている。すなわち、タービン軸2にスプライン結合されたキャリア15には、サンギヤ12に噛合する第1ピニオンギヤ13と、リングギヤ11に噛合する第2ピニオンギヤ14とが取り付けられている。なお、サンギヤ12はベルト伝導機構Dのプライマリ軸22に対してスプライン結合されている。

【0019】さらに、リングギヤ11とキャリア15との間には、この両者を断接するフォワードクラッチ16が介設され、またリングギヤ11とミッションケース19との間には、リングギヤ11をミッションケース19に対して選択的に固定するためリバースクラッチ（またはブレーキ）17が介設されている。

【0020】したがって、フォワードクラッチ16を締結してリバースクラッチ17を開放した状態においては、リングギヤ11とキャリア15とが一体化されるとともに、リングギヤ11がミッションケース19に対して相対回転可能とされるため、タービン軸2の回転はそのまま同方向回転としてサンギヤ12からプライマリ軸22側に出力される（前進状態）。

【0021】これに対して、フォワードクラッチ16を開放してリバースクラッチ17を締結した状態においては、リングギヤ11がミッションケース19側に固定されるとともに、リングギヤ11とキャリア15とが相対回転可能となるため、タービン軸2の回転は、第1ピニオンギヤ13と第2ピニオンギヤ14とを介して反転された状態で、サンギヤ12からプライマリ軸22側に出力される（後進状態）。

【0022】すなわち、この前後進切替機構Cにおいては、フォワードクラッチ16とリバースクラッチ17との選択作動により、前後進の切替が行なわれる。

【0023】ベルト伝導機構Dは、上述した前後進切替機構Cの後方側に同軸状に配置されたプライマリブリー21と、このプライマリブリー21に対して離間配置された

セカンダリプーリ31との間に、ベルト20が懸装されて構成されている。

【0024】上記プライマリプーリ21は、図3にも示されているように、前後進切替機構Cのサンギヤ12に一方の軸端部がスプライン結合されたプライマリ軸22上に、所定径を有する固定円錐板23をプライマリ軸22と一体的に備え、また可動円錐板24をプライマリ軸22の軸方向に移動可能に備えている。そして固定円錐板23の円錐状摩擦面と可動円錐板24の円錐状摩擦面とによって、ほぼV字状の断面形状を有するベルト受溝21aが形成されている。

【0025】また、可動円錐板24の外側面24a側には、円筒状のピストン25が固定されており、このピストン25は、プライマリ軸22側に固定されたシリンダ26の内周面に油密的に嵌挿されている。そしてこのピストン25とシリンダ26と可動円錐板24とによって、単室型のプライマリ油圧室27が構成されている。このプライマリ油圧室27には後述する油圧回路から油圧が導入される。

【0026】プライマリプーリ21は、プライマリ油圧室27内に導入される油圧により、その可動円錐板24を軸方向に移動させて固定円錐板23との間隔を増減し、ベルト受溝21aの溝幅を変えることにより、プライマリプーリ21に対するベルト20の巻付き半径、すなわちプーリ21の有効半径を調整するようになっている。

【0027】セカンダリプーリ31は、基本的には、上述したプライマリプーリ21と同様の構成を有するものであり、図4にも示されているように、プライマリ軸22に対して離間して平行配置されたセカンダリ軸32上に、固定円錐板33をセカンダリ軸32と一体的に備え、また可動円錐板34をセカンダリ軸32の軸方向に移動可能に備えている。そして固定円錐板33の円錐状摩擦面と可動円錐板34の円錐状摩擦面とによって、ほぼV字状の断面形状を有するベルト受溝31aが形成されている。

【0028】さらに、可動円錐板34の外側面34a側には、円筒状のシリンダ35が固定されており、このシリンダ35の内側面側には、セカンダリ軸32に固定されたピストン36が油密的に嵌挿されている。そしてこのピストン36とシリンダ35と可動円錐板34とによって、単室型のセカンダリ油圧室37が構成されている。このセカンダリ油圧室37には、プライマリ油圧室27と同様に、油圧回路から油圧が導入される。

【0029】このセカンダリプーリ31も、プライマリプーリ21と同様に、セカンダリ油圧室37内に導入される油圧により、その可動円錐板34を軸方向に移動させて固定円錐板33との間隔を増減し、ベルト受溝31aの溝幅を変更することにより、ベルト20の巻付き半径、すなわちプーリ31の有効半径を調整するようになっている。なお、可動円錐板34の受圧面積は、プライマリプーリ21の可動円錐板24のそれよりも小さくなるように設定されている。

【0030】減速機構Eおよび差動機構Fについては、従来公知の構造であるために、その説明は省略する。

【0031】次にこの無段変速機Zの動作について説明する。エンジンAからトルクコンバータBを介して伝達されるトルクは、前後進切替機構Cにおいて、その回転方向が前進方向あるいは後進方向に設定された状態でベルト伝導機構Dに伝達される。

【0032】ベルト伝導機構Dにおいては、プライマリプーリ21のプライマリ油圧室27内への作動油の導入あるいは排出によってプライマリプーリ21の有効半径を調整すると、このプライマリプーリ21に対して、ベルト20を介して運動連結されたセカンダリプーリ31において、それに追従した状態で、セカンダリプーリ31の有効半径が調整される。そしてこのプライマリプーリ21の有効半径とセカンダリプーリ31の有効半径との比により、プライマリ軸22とセカンダリ軸32との間の変速比が決定される。

【0033】このセカンダリ軸32の回転は、さらに、減速機構Eにより減速された後、差動機構Fに伝達され、この差動機構Fから前車軸に伝達される。

【0034】次に、油圧制御回路について図4～図6を参照して説明すると、この油圧制御回路は、上述した無段変速機ZにおけるトルクコンバータBと、前後進切替機構Cのフォワードクラッチ16およびリバースクラッチ17と、ベルト伝導機構Dのプライマリプーリ21を作動させるプライマリ油圧室27と、セカンダリプーリ31を作動させるセカンダリ油圧室37とに対して、制御された油圧を供給するためのものである。油圧回路全体の元圧の供給源は、エンジンAによって駆動されるオイルポンプ40である。

【0035】油圧制御回路は、ライン圧を調圧する調圧バルブ41、減圧バルブ42、変速比制御バルブ43、フェイルセーフ用の変速比ホールドバルブ44、変圧バルブ45、クラッチバルブ46、マニュアルバルブ47、コンバータリリーフバルブ48、アキュムレータ制御バルブ49、ロックアップシフトバルブ50、ロックアップ制御バルブ51等を備えている。

【0036】変速比制御バルブ43は、プライマリ・デューティソレノイドバルブ52により直接制御され、変速比ホールドバルブ44はオン/オフ型ソレノイドバルブ53により直接制御される。変圧バルブ45はデューティソレノイド54によって直接制御され、かつ調圧バルブ41を制御する。ロックアップシフトバルブ50およびロックアップ制御バルブ51は、オン/オフ型ソレノイドバルブ55およびデューティソレノイドバルブ56で制御されるようになっている。

【0037】オイルポンプ40から吐出される作動油は、まず調圧バルブ41によって所定のライン圧に調圧された上で、ライン101を介してセカンダリ油圧室37に供給され、セカンダリプーリ31のベルト押付圧を形成する。ま

た、ライン圧はライン102 を通じてクラッチバルブ46に供給され、ここで所定の圧力に調圧(減圧)された上で、ライン103 を通じてマニュアルバルブ47に送られる。

【0038】減圧バルブ42は、ライン圧を減圧して、変圧バルブ45、変速比制御バルブ43、変速比ホールドバルブ44のパイロット圧の元圧をライン104 上に生成する。この元圧から、エンジンの出力トルクおよび変速比に応じたデューティ比をもって開閉されるデューティソレノイドバルブ54によって変圧バルブ45のパイロット圧が生成され、変圧バルブ45で調圧された油圧(モデファイヤ圧)がライン112 を通じて調圧バルブ41にパイロット圧として供給され、エンジンの出力トルクおよび変圧比に応じたライン圧が得られるようになっている。

【0039】変速比制御バルブ43は、プライマリ・デューティソレノイドバルブ52によって制御されて、オリフィス61を介して供給されるライン圧からプライマリブリー21作動用の油圧をライン105 上に導出する。このライン105 上の油圧は、変速比ホールドバルブ44およびライン106 を通じてプライマリ油圧室27に供給される。

【0040】変速比ホールドバルブ44は、非励磁時にドレン状態となるオフドレンタイプのオン/オフ型ソレノイドバルブ53により制御される。そしてソレノイドバルブ53のオン(励磁)状態では、プライマリ油圧室27に連通しているライン106 がライン105 と連通し、オフ(非励磁)状態ではライン105 と106 との連通が遮断される。すなわち、ソレノイドバルブ53の非励磁状態では、プライマリ油圧室27内の圧力が保持され、変速比が固定される。

【0041】また、ソレノイドバルブ53に通電されて変圧比ホールドバルブ44がライン105と106 を連通させている状態にあるとき、プライマリ・デューティソレノイドバルブ52がオン状態にあれば、プライマリ油圧室27内の作動油はライン106、105、107 からリリーフポート60を経てドレンされ、プライマリ油圧室27には油圧が発生しない。一方、プライマリ・デューティソレノイドバルブ52のオフ状態では、ドレン通路であるライン107 が閉じられるとともに、ライン圧がオリフィス61を介して変速比制御バルブ43内に入り、ライン105、106 を通じてプライマリ油圧室27内に導入される。したがってプライマリ・デューティソレノイドバルブ52のデューティ比に応じた開口率で変速比制御バルブ43が開くことになる。そしてこの場合、作動油がオリフィス61を介してプライマリ油圧室27内へ供給されることにより、プライマリ油圧室27内の急激な圧力上昇は防止される。

【0042】前進状態では、クラッチバルブ46で減圧された油圧(クラッチ圧)がライン103、マニュアルバルブ47およびライン108 を通じてフォワードクラッチ16に供給されてフォワードクラッチ16が締結され、リバースクラッチ107 の油圧はライン109 を通じて開放される。

これに対して、後進状態では、ロックアップ制御バルブ51が非ロックアップ状態にある限りにおいて、クラッチ圧がライン103、マニュアルバルブ47、ライン110 および109 を通じてリバースクラッチ17に供給されてリバースクラッチ17が締結され、フォワードクラッチ16の油圧はライン108 を通じて解放される。ライン108、109 には、アキュムレータ制御バルブ49によって背圧を制御されるアキュムレータ62、63がそれぞれ接続されている。

【0043】すなわち、アキュムレータ62、63の背圧室62a、63a にはアキュムレータ制御バルブ49の出力圧が供給されるようになっており、このアキュムレータ制御バルブ49のパイロット圧として、変圧バルブ45下流のライン112 上の制御圧、すなわち調圧バルブ41のパイロット圧が導入される。前述のように、変圧バルブ45はエンジンの出力トルクおよび変圧比に応じたデューティ比をもって開閉されるデューティソレノイドバルブ54によって制御されるから、アキュムレータ制御バルブ49は、ライン108 および109 上に設けられたアキュムレータ62および63の背圧を制御することによって、クラッチ16および17を締結する棚圧をエンジンの出力トルクおよび変速比に対応するレベルをもって生成し、これによってクラッチ16、17における締結ショックを緩和している。

【0044】一方、調圧バルブ41におけるライン圧の調圧動作によって発生する余剰油が排出ポートからライン114 上に排出されて、コンバータリリーフバルブ48に供給され、このバルブ48からライン115 に導出された作動油が、クラッチバルブ46からライン116 およびオリフィス82を介してライン115 に供給される作動油とともにトルクコンバータBに供給される。そしてトルクコンバータB内の油圧が所定値よりも上昇しようとする、コンバータリリーフバルブ48が作動油をリリーフして油圧の上昇を防止するようになっている。

【0045】トルクコンバータBのロックアップ制御機構は、ロックアップシフトバルブ50およびロックアップ制御バルブ51と、オン/オフ型ソレノイドバルブ55およびデューティソレノイドバルブ56とを備えた通常のロックアップ機構であって、ライン120 を通じてトルクコンバータBのコンバータリヤ室7aに作動油が供給されるとともに、コンバータリア室7a内の作動油がライン121 を通じてオイルクーラ64に案内される。また、ライン122 を通じてコンバータフロント室10に油圧が供給され、かつ必要に応じてコンバータフロント室10内の作動油がライン122 を通じて排出され、これによって、ロックアップピストン6がポンプカバー7に接触してこれと一体化されるようになっている。

【0046】以上が本発明による油圧作動式変速機の油圧制御回路の全体構成であるが、本発明の特徴部分について、さらに図1に基づいて説明する。

【0047】ライン圧の調圧バルブ41は、そのパイロット圧室41a に設けられたスプリング70によって図の左方

へ付勢されたスプール71を有し、このスプール71は、スプリング70の付勢力と、ライン112からオリフィス72を介してパイロット圧室41aに導入されるパイロット圧と、オリフィス73を介してフィードバックポート41bに印加されるライン圧により左右に変位してライン圧の調圧を行なう。すなわち、ライン圧が高くなると、スプール71がスプリング70の付勢力に抗して図の右方へ移動して出力ポート41cをドレンポート41dに連通させ、ライン圧を低下させる。そしてスプール71が図の右方へ移動するときに、まず出力ポート41cが排出ポート41eに連通して、余剰油を排出ポート41eからライン114へ排出するようになっている。

【0048】また、ライン圧は減圧バルブ42によって減圧されて一定圧とされ、この一定圧から、エンジンの出力トルクおよび変速比に応じたデューティ比をもって開閉されるデューティソレノイドバルブ54によって変速バルブ45のパイロット圧が生成され、この油圧が変圧バルブ45のパイロット圧室45aに供給される。次に、この変圧バルブ45で変圧された油圧が、その出力ポート45bからライン112に導出され、調圧バルブ41のパイロット圧として、そのパイロット圧室41aに供給される。このようにして調圧されたライン圧は、減圧弁であるクラッチバルブ46で減圧され、この減圧された油圧がライン103を通じてマニュアルバルブ47に供給される。

【0049】一方、調圧バルブ41の余剰油排出ポート41eからライン114へ排出された余剰油は、ローフロータイプのコンバータリリーフバルブ48に供給され、このコンバータリリーフバルブ48から、トルクコンバータBに通じるライン115に導出される。

【0050】コンバータリリーフバルブ48は、スプリング75によって図の右方へ付勢され、かつランド76a、76bを備えたスプール76を有する。さらにこのリリーフバルブ48は、調圧バルブ41の排出ポート41eから余剰油が供給される入力ポート48aと、トルクコンバータBに連通するライン115に接続された出力ポート48bと、この出力ポート48bの油圧、すなわちライン115の油圧が、オリフィス77を介してスプール76の端部のランド76aに供給されるフィードバックポート48cと、ドレンポート48dとを備えている。そしてライン115の油圧が所定値よりも高くなると、スプール76がスプリング75の付勢力に抗して図の左方へ移動し、入力ポート48aを閉じるとともに、出力ポート48bをドレンポート48dに連通させ、ライン115の油圧を低下させるように機能する。

【0051】クラッチバルブ46は、スプリング79によって図の左方へ付勢されたスプール80を有し、かつライン圧がライン102を通じて供給される入力ポート46aと、ライン圧から減圧された油圧をライン103を通じてマニュアルバルブ47に供給する出力ポート46bと、出力ポート46bの油圧がオリフィス81を介してフィードバックされるフィードバックポート46cと、ドレンポート46dと

を備えている。またライン115に対しては、クラッチバルブ46の出力ポート46bから出力される油圧がオリフィス82を備えたライン116を通じて供給されるようになっている。

【0052】図7は、変圧バルブ45の出力圧（モディファイヤ圧）の変化に対するライン圧（セカンダリ圧）およびクラッチバルブ46の出力圧（クラッチ圧）の変化を示す特性図であり、クラッチバルブ46は、6～35 kg/cm<sup>2</sup>の範囲で変化するライン圧を元圧として、約12 kg/cm<sup>2</sup>のクラッチ圧を発生するようになっている。

【0053】以上の説明から明らかなように、本実施例においては、ローフロータイプのコンバータリリーフバルブ48によって、トルクコンバータBの油圧を調圧しているため、バルブ48のリリーフ時には入力ポート48aが閉じられて、ライン圧調整バルブ41からの余剰油の排出が制限される。したがって、フローフォースの影響によりライン圧調整バルブ41の調圧動作が不安定になるのを防止することができる。

【0054】なお、本実施例は、本発明による油圧作動式変速機の油圧制御回路をベルト式無段変速機の油圧制御回路に適用した場合の構成であるが、本発明はベルト式無段変速機の油圧制御回路に限定されるものではなく、比較的高いライン圧を用いる他の油圧作動式変速機にも適用できること明らかである。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明による油圧作動式変速機の油圧制御回路の実施例の要部を示す図

【図2】本発明による油圧制御回路によって制御されるベルト式無段変速機の機械的構成を示すスケルトン図

【図3】同無段変速機のトルクコンバータ、前後進切替機構およびプライマリブリーの具体的構成を示す図

【図4】同無段変速機のセカンダリブリーの具体的構成および油圧制御回路の左方部分を示す図

【図5】同油圧制御回路の中央部分を示す図

【図6】同油圧制御回路の右方部分を示す図

【図7】モディファイヤの変化に対するライン圧およびクラッチ圧の変化を示す特性図

【図8】ハイフロータイプのリリーフバルブの構成を示す図

【符号の説明】

- 6 ロックアップピストン
- 7 ポンプカバー
- 7a コンバータリヤ室
- 10 コンバータフロント室
- 16 フォワードクラッチ
- 17 リバースクラッチ
- 20 ベルト
- 21 プライマリブリー
- 22 プライマリ軸
- 27 プライマリ油圧室

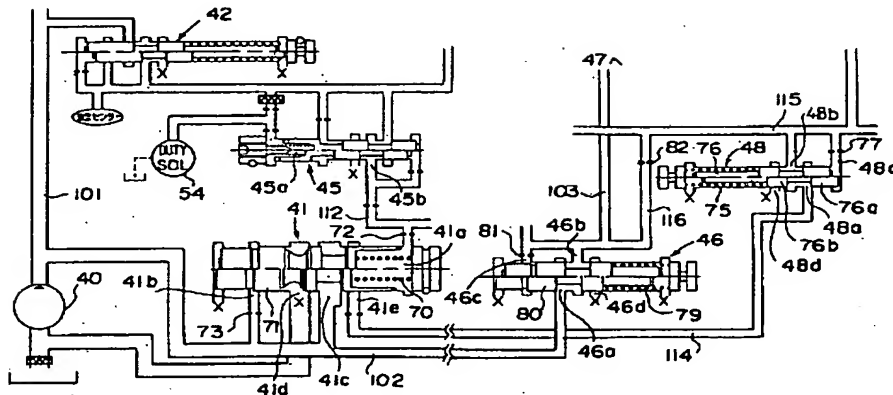
11

- 31 セカンダリプーリ
- 32 セカンダリ軸
- 37 セカンダリ油圧室
- 41 調圧バルブ
- 42 減圧バルブ
- 43 変速比制御バルブ
- 44 変速比ホールドバルブ
- 45 変圧バルブ

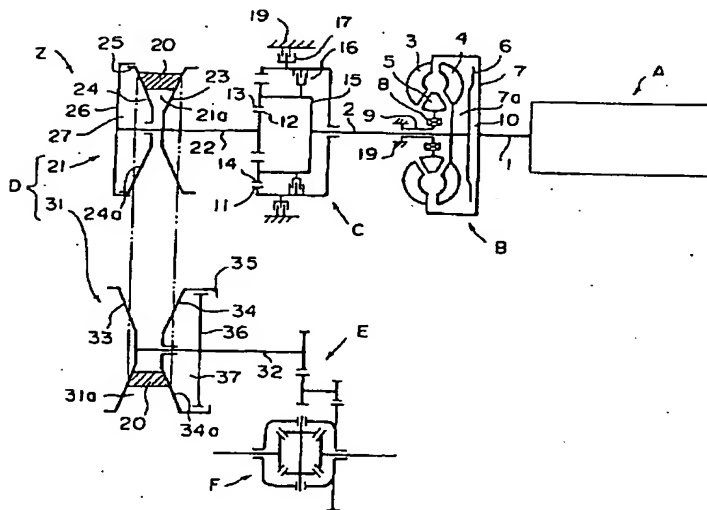
12

- \* 46 クラッチバルブ
- 47 マニュアルバルブ
- 48 コンバータリリーフバルブ
- 49 アクムレータ制御バルブ
- 50 ロックアップシフトバルブ
- 51 ロックアップ制御バルブ
- 52, 54, 56 デューティソレノイドバルブ
- \* 53, 55 オン/オフ型ソレノイドバルブ

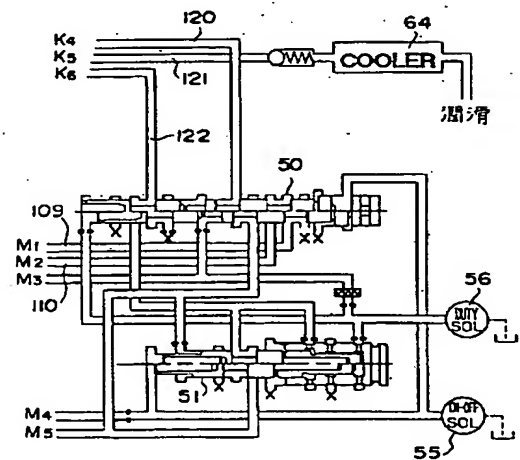
【図1】



【図2】

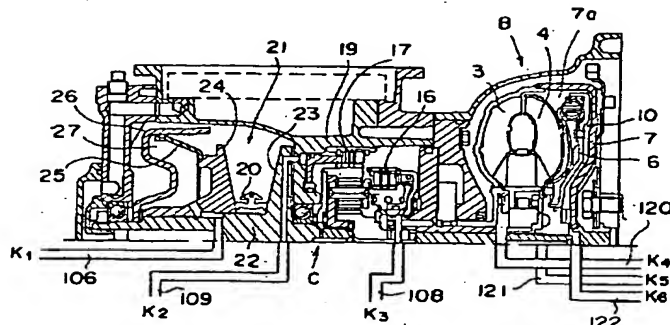


【図6】

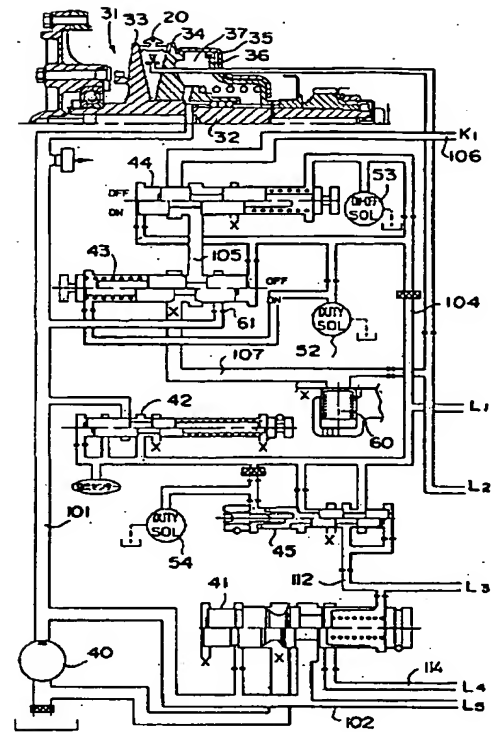




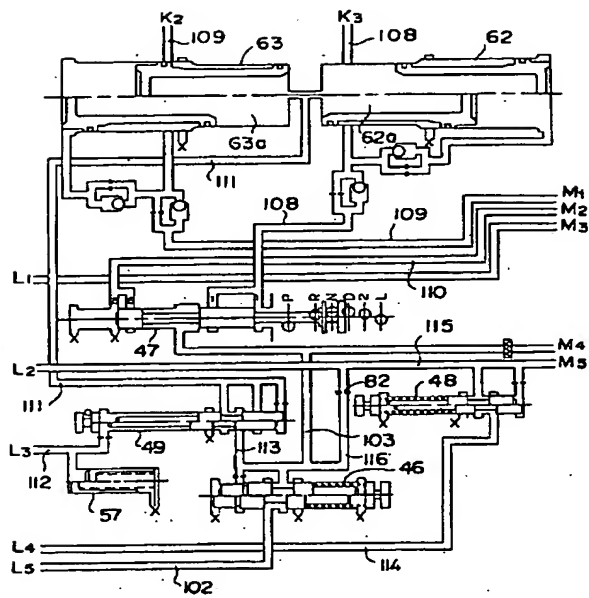
【図3】



【図4】



【図5】



【図7】

